

⑩ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—160661

⑬ Int. Cl.³

F 16 H 9/12

B 60 K 23/00

F 02 D 29/02

F 16 H 45/02

識別記号

庁内整理番号

7111—3J

6948—3D

7813—3G

6608—3J

⑭ 公開 昭和58年(1983)9月24日

発明の数 3

審査請求 未請求

(全 9 頁)

⑮ 車両用動力装置

⑯ 特 願 昭57—40747

⑰ 出 願 昭57(1982)3月17日

⑱ 発 明 者 重松崇

豊田市トヨタ町1番地トヨタ自

動車工業株式会社内

⑲ 発 明 者 渡辺智之

豊田市トヨタ町1番地トヨタ自

動車工業株式会社内

⑲ 発 明 者 所節夫

豊田市トヨタ町1番地トヨタ自

動車工業株式会社内

⑲ 発 明 者 沢田大作

豊田市トヨタ町1番地トヨタ自

動車工業株式会社内

⑳ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社

豊田市トヨタ町1番地

㉑ 代 理 人 弁理士 中平治

明 細 書

1. 発明の名称

車両用動力装置

2. 特許請求の範囲

1. 内燃機関の回転が無段変速機を介して駆動輪へ伝達される車両用動力装置において、内燃機関の要求馬力を加速ペダルの操作量の関数として定め、要求馬力を最小燃費率で達成できる内燃機関の出力トルクと回転速度とを目標出力トルクおよび目標回転速度として定め、内燃機関の回転速度が目標回転速度となるように無段変速機の変速比をフィードバック制御し、内燃機関の出力トルクが目標出力トルクとなるように内燃機関に供給される空気量あるいは燃料量をフィードバック制御することを特徴とする、車両用動力装置。

2. 前記無段変速機がベルト駆動式であり、このベルト駆動式無段変速機の出力側ディスクのサーボ油圧を、出力側ディスクとベルトとの間のトルク伝達を確保できるライン圧に維

持し、入力側ディスクのサーボ油圧を変更してベルト駆動式無段変速機の速度比をフィードバック制御することを特徴とする、特許請求の範囲第1項記載の車両用動力装置。

3. ベルトから出力側ディスクへの伝達トルク T_{out} 、出力側ディスク上におけるベルトの接触位置と出力側ディスクの中心との距離を D_{out} と定義すると、ライン圧 P_L を $\frac{T_{out}}{D_{out}}$ の増大に連れて増大させることを特徴とする、特許請求の範囲第2項記載の車両用動力装置。

4. P_L が $T_e \cdot \frac{e+1}{e}$ の関数であることを特徴とする、特許請求の範囲第3項記載の車両用動力装置。

5. 内燃機関の回転が無段変速機を介して駆動輪へ伝達される車両用動力装置において、内燃機関の要求馬力を加速ペダルの操作量の関数として定め、要求馬力を最小燃費率で達成できる内燃機関の出力トルクと回転速度とを目標出力トルクおよび目標回転速度として定め、内燃機関の回転速度がアクセル操作量に

より示された要求馬力に応じた目標回転速度となるように無段変速機の変速比をフィードバック制御し、かつ目標回転速度-目標出力トルクの特性線上において内燃機関の実際の機関回転速度に対応する目標出力トルクに機関の出力トルクがなるように内燃機関に供給される空気量あるいは燃料量をフィードバック制御することを特徴とする、車両用動力装置。

6. 内燃機関の回転が無段変速機を介して駆動輪へ伝達される車両用動力装置において、内燃機関の要求馬力を加速ペダルの操作量の関数として定め、要求馬力を最小燃費率で達成できる内燃機関の出力トルクと回転速度とを目標出力トルクおよび目標回転速度として定め、内燃機関の回転速度がアクセル操作量により示された要求馬力に応じた目標回転速度となるように無段変速機の変速比をフィードバック制御し、かつ内燃機関の実際の回転速度で要求馬力を発生するのに必要な内燃機関

回転範囲に渡って最小燃費率で運転することは困難であつた。

本発明の目的は、内燃機関を全運転範囲に渡って最小燃費率で運転制御することができる車両用動力装置を提供することである。

この目的を達成するために本発明によれば、内燃機関の回転が無段変速機を介して駆動輪へ伝達される車両用動力装置において、内燃機関の要求馬力を加速ペダルの操作量の関数として定め、要求馬力を最小燃費率で達成できる内燃機関の出力トルクと回転速度とを目標出力トルクおよび目標回転速度として定め、内燃機関の回転速度が目標回転速度となるように無段変速機の変速比をフィードバック制御し、内燃機関の出力トルクが目標出力トルクとなるように内燃機関に供給される空気量あるいは燃料量をフィードバック制御する。

さらに本発明によれば、内燃機関の回転が無段変速機を介して駆動輪へ伝達される車両用動力装置において、内燃機関の要求馬力を加速ペ

の出力トルクに内燃機関の出力トルクがなるように内燃機関に供給される空気量あるいは燃料量を制御することを特徴とする、車両用動力装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は無段変速機を備える車両用動力装置に関する。

従来の車両では吸気系スロットル弁は運転室の加速ペダルへリンクあるいはワイヤを介して連結していてスロットル開度が運転者の加速ペダルの操作により直接制御され、それに応じた供給空気量により機関の出力トルクを増減している。また従来の変速機では変速比は手動変速機の場合には運転者のシフトレバーの操作により直接、自動変速機の場合にはスロットル開度と車速との関数として数段に選択されている。内燃機関は最小燃費率で運転されることが好ましいが、従来の変速機の変速比は加速の場合の運転性(ドライブアビリティ)を考慮して設定され、かつ有段であるために、内燃機関の全運

転範囲に渡って最小燃費率で運転することは困難であつた。本発明の目的は、内燃機関を全運転範囲に渡って最小燃費率で運転制御することができる車両用動力装置を提供することである。この目的を達成するために本発明によれば、内燃機関の回転が無段変速機を介して駆動輪へ伝達される車両用動力装置において、内燃機関の要求馬力を加速ペダルの操作量の関数として定め、要求馬力を最小燃費率で達成できる内燃機関の出力トルクと回転速度とを目標出力トルクおよび目標回転速度として定め、内燃機関の回転速度が目標回転速度となるように無段変速機の変速比をフィードバック制御し、かつ目標回転速度-目標出力トルクの特性線上において内燃機関の実際の機関回転速度に対応する目標出力トルクに機関の出力トルクがなるように吸気系スロットル開度内燃機関に供給される空気量あるいは燃料量をフィードバック制御する。

また本発明によれば、

内燃機関の回転が無段変速機を介して駆動輪へ伝達される車両用動力装置において、内燃機関の要求馬力を加速ペダルの操作量の関数として定め、要求馬力を最小燃費率で達成できる内燃機関の出力トルクと回転速度とを目標出力トルクおよび目標回転速度として定め、内燃機関の回転速度がアクセル操作量により示された要

求馬力に応じた目標回転速度となるように無段変速機の変速比をフィードバック制御し、内燃機関の実際の回転速度で要求馬力を発生するのに必要な内燃機関の出力トルクに内燃機関の出力トルクがなるように内燃機関に供給される空気量あるいは燃料量をフィードバック制御する。

図面を参照して本発明をさらに詳細に説明する。

第1図は機関回転速度-機関出力トルク上における等燃費率線(実線)および等馬力線(破線)を図示している。なお等馬力線の単位はPS、等燃費率線の単位はg/PS・hである。一点鎖線はスロットル弁が全開である場合の特性であり、機関の運転限界である。A線は各出力馬力において最小燃費率となる点を結んだ線であり、従来の変速機における変速比ではB線のように設定され燃費率が悪かった。本発明では加速ペダルの操作量、すなわち踏み込み量の関数として機関の要求馬力を設定し、各要求馬力において機関回転速度および機関出力トルクがA線により

6の外周にスプラインまたはボールベアリング等嵌合している。なお可動側ディスクの受圧面積は入力側>出力側となるように設定されており、入力側と出力側とにおいて、固定ディスクと可動ディスクとの軸線方向の配置は互いに逆である。固定ディスク7, 9および可動ディスク8, 10の対向面は半径方向外方へ向かつてお互いの距離を増大するテーパ面状に形成され、円錐台型断面のベルト11が入力側および出力側のディスク間に掛けられる。したがって固定および可動ディスクの締付け力の変化に伴ってディスク面上におけるベルト11の半径方向接触位置が連続的に変化する。入力側ディスク7, 8の面上におけるベルト11の接触位置が半径方向外方へ移動すると、出力側ディスク9, 10の面上におけるベルト11の接触位置が半径方向内方へ移動し、C.V.T 4の速度比 $\left(\frac{\text{出力軸6の回転速度}}{\text{入力軸5の回転速度}} \right)$ は増大し、逆の場合にはは減少する。出力軸6の動力は図示していない駆動輪へ伝達される。トルクセンサ15は入力軸5におけ

規定されるものとなるように内燃機関が運転される。機関回転速度は無段変速機(continuously variable transmission: 以下C.V.Tと称する。)の速度比の変更により制御され、機関出力トルクは吸気系スロットル開度の変更により制御される。加速ペダルの踏み込み量の増大に連れて要求馬力も増大するものとして前記関数は決められる。

C.V.Tには従来種々の機構が提案されているが、第2図では伝達可能なトルクが大きく、かつ小型であるベルト駆動式にて説明する。

第2図において内燃機関1の出力軸2はクラッチ3を介してC.V.T 4の入力軸5へ接続されている。入力軸5および出力軸6は互いに平行に設けられており、入力側固定ディスク7は入力軸5に固定され、入力側可動ディスク8は軸線方向へ移動可能に入力軸5の外周にスプラインまたはボールベアリング等で嵌合し、出力側固定ディスク9は出力軸6に固定され、出力側可動ディスク10は軸線方向へ移動可能に出力軸

6の外周にスプラインまたはボールベアリング等嵌合している。なお可動側ディスクの受圧面積は入力側>出力側となるように設定されており、入力側と出力側とにおいて、固定ディスクと可動ディスクとの軸線方向の配置は互いに逆である。固定ディスク7, 9および可動ディスク8, 10の対向面は半径方向外方へ向かつてお互いの距離を増大するテーパ面状に形成され、円錐台型断面のベルト11が入力側および出力側のディスク間に掛けられる。したがって固定および可動ディスクの締付け力の変化に伴ってディスク面上におけるベルト11の半径方向接触位置が連続的に変化する。入力側ディスク7, 8の面上におけるベルト11の接触位置が半径方向外方へ移動すると、出力側ディスク9, 10の面上におけるベルト11の接触位置が半径方向内方へ移動し、C.V.T 4の速度比 $\left(\frac{\text{出力軸6の回転速度}}{\text{入力軸5の回転速度}} \right)$ は増大し、逆の場合にはは減少する。出力軸6の動力は図示していない駆動輪へ伝達される。トルクセンサ15は入力軸5におけ

維持し、速度比 ϕ を増大させるためには油路31から33へオイルを供給して入力側ディスク7, 8の間の締付け力を増大し、速度比 ϕ を減少させるためには可動ディスク8の油圧サーボの油圧をドレン油路32を介して大気側へ導通させて入力側ディスク7, 8間の推力を減少させる。油路33における油圧はライン圧 P_L 以下であるが、入力側可動ディスク8の油圧サーボのピストン作用面積は出力側可動ディスク10の油圧サーボのピストンの作用面積より大きいため、入力側ディスク7, 8の締付け力を出力側ディスク9, 10の締付け力より大きくすることが可能である。電子制御装置38はアドレスデータバス39により互いに接続されているD/A(デジタル/アナログ)変換器40、入力インタフェース41、A/D(アナログ/デジタル)変換器42、CPU43、RAM44、ROM45を含んでいる。トルクセンサ15および加速ペダルセンサ16のアナログ出力はA/D変換器42へ送られ、回転角センサ20, 21のパルスは入力インタフェース41へ送られる。

P_{L1} ($P_{L1} \neq 0$) に維持されるので、断線や電子制御装置38に故障が生じて、可動ディスク8, 10の油圧サーボへ所定油圧が供給され、CVT4における最小限のトルク伝達が確保される。

第9図は本発明の実施例のブロック線図である。ブロック55で加速ペダルの踏み込み量 X_{acc} が要求馬力 PS' へ変換される。要求馬力 PS' は踏み込み量 X_{acc} の増大に伴って増大するような X_{acc} の関数として設定されている。ブロック56では要求馬力 PS' が機関の、すなわち入力軸5の目標回転速度 N_{in} へ変換される。要求馬力 PS' と目標回転速度 N_{in} との関係は第1図のA線で示されるものである。すなわち要求馬力 PS' を最小燃費率で得ることができる機関回転速度が目標回転速度である。57で目標回転速度 N_{in} と実際の回転速度 N_{in} との偏差 $N'_{in} - N_{in}$ が求められる。58はフィードバックゲインである。こうして $N'_{in} - N_{in} = 0$ 、したがって N_{in} が N'_{in} に等しくなるようにCVT4の速度比 ϕ が制御される。ブロック60では要求馬力 PS' が機関の目標出力ト

ル磁アクチュエータ19、流量制御弁30、およびライン圧発生弁24への出力はD/A変換器40からそれぞれ増幅器49, 50, 51を介して送られる。

第3図はスロットルアクチュエータ19用増幅器49の入力電圧の出力電流との関係を示している。第4図はスロットルアクチュエータ19の入力電流と吸気系スロットル開度との関係を示している。したがって増幅器49の入力電圧に比例してスロットル開度が増大する。第5図は流量制御弁30用増幅器50の入力電圧と出力電流との関係を示し、第6図は流量制御弁30の入力電流とCVT4の入力側油圧サーボへの流量との関係を示している。したがって増幅器50の入力電流の変化に速度比 ϕ は比例する。第7図はライン圧発生弁24用増幅器51の入力電圧と出力電流との関係を示し、第8図はライン圧発生弁24の入力電流とライン圧 P_L との関係を示している。したがって増幅器51の入力電圧の変化に対してライン圧 P_L は線形的に変化する。ライン圧発生弁24の入力電流が0であつても、ライン圧 P_L は

トルク T'_e へ変換される。要求馬力 PS' と目標出力トルク T'_e との関係は第1図のA線で示されるものであり、すなわち要求馬力 PS' を最小燃費率で得ることができる出力トルクが目標出力トルクである。61で目標出力トルク T'_e と実際の出力トルク T_e との偏差 $T'_e - T_e$ が求められる。62はフィードバックゲインである。こうして $T'_e - T_e = 0$ 、したがって T_e が T'_e に等しくなるようにスロットル開度が制御される。ブロック66ではライン圧 P_L が入力軸5の回転速度 N_{in} 、出力軸6の回転速度 N_{out} 、機関の出力トルク T_e の関数 f として設定される。ベルト11から出力側ディスク9, 10への伝達トルク T_{out} 、出力側ディスク9, 10上におけるベルト11の接触位置とディスク9, 10の中心との距離 D_{out} と定義すると、ベルト11が出力側ディスク9, 10上において滑らないようにトルク伝達を確保できる出力側ディスク9, 10の必要締付け力は T_{out}/D_{out} に比例する。 $T_{out} = \frac{T_e}{\phi}$ 、 $D_{out} = \frac{1}{\phi + 1}$ であるので、 $P_L = \alpha \cdot T_e \cdot \frac{\phi + 1}{\phi} \dots (1)$

ただし α は定数、 $\alpha = \frac{N_{out}}{N_{in}}$ とすれば、ライン圧 P_L が必要最小限に制御されて、機関の損失を抑制することができる。なお D_{out} は別の近似式によつても算出できる。

第10図は第9図のブロック線図による制御を行なうプログラムのフローチャートである。ステップ69では加速ペダルセンサ16からの入力から加速ペダル18の踏込み量 X_{acc} を読み込む。ステップ70では X_{acc} -PS'マップから要求馬力PS'を算出する。 X_{acc} -PS'マップに、ステップ69で読込んだ X_{acc} がない場合には補間法を用いる。ステップ71ではPS'-N'inマップから目標回転速度N'inを算出する。ステップ72では入力側回転角センサ20からの入力から現在の回転数Ninを読み込む。ステップ73では流量制御弁用増幅器50への出力電圧Vinを $V_{in} = K_1 (N'in - Nin)$ から算出する。ただし K_1 はフィードバックゲイン58の利得である。ステップ74ではPS'-T'eマップから目標出力トルクT'eを算出する。ステップ75ではトルクセンサ15からの入力から現在の

る部分についてのみ説明する。目標出力トルクT'eはブロック81において要求馬力からではなく、実際の回転速度Ninから算出される。NinとT'eとの関係は第1図のA線で定義されるものである。したがって目標出力トルクT'eが実際の機関回転速度NinからA線に従って設定されるので、過渡時にも機関の制御がA線から離れることが回避される。なお第11図では第9図のライン圧制御のブロック66, 51, 24の記載が省略されているが、実際の装置ではライン圧の制御が同時に行われる。

第12図は第11図のブロック線図で示される制御を実行するプログラムのフローチャートである。第12図において第10図のステップと同様の処理を行なうステップは添字bを付けた符号により示し説明を省略する。ステップ84では実際の回転速度Ninと目標出力トルクT'eとの関係を第1図のA線に従って定めたマップから目標出力トルクT'bを算出する。

第11図の実施例では過渡時には、運転者の要

出力トルクT'eを読み込む。ステップ76ではスロットルアクチュエータ用増幅器49への出力電圧Vthを $V_{th} = V_{th}^{-1} + K_2 (T'e - T_e)$ から算出する。ただし V_{th}^{-1} はステップ76の前の実行時に算出されたVth、 K_2 はフィードバックゲイン62の利得である。ステップ77ではライン圧発生弁用増幅器51への出力電圧Vlを $V_l = K_3 \cdot T_e \cdot \frac{e+1}{e}$ から算出する。ただし K_3 は定数である。

機関の回転速度はCVT4の入力側ディスクのサーボ油圧の制御により行なわれるが、CVT4の応答性はスロットルアクチュエータ19の応答性に対して劣るため、第9図の実施例では過渡時において例えば第1図のD1からD2へ移る場合、あるいは逆の場合、出力トルクの変化が先行し、機関の運転がA線上を移動しないでL1, L2上を移動することになつて燃費率が悪化する。第11図のブロック線図による実施例では過渡時においても機関をA線上で制御することができる。第11図において第9図に対応する部分は同符号で指示して説明を省略し、異な

る馬力PS'と実際の馬力PSとの差が大きく(過渡時には実際の馬力PSが要求馬力PS'より小さい)、運転性が悪化する。次の第13図の実施例は第11図の実施例の欠点を改善することができる。目標出力トルクT'eはブロック86において現在の機関回転速度Ninで要求馬力PS'を達成する機関出力トルクとして設定される。すなわち $T'e = K_4 \cdot PS' / Nin$ 、ただし K_4 は定数である。この場合、設定された機関出力を実現できる能力を内燃機関1に付与する必要がある。これにより過渡時の運転性が向上する。なお第13図のブロック線図においても第9図のライン圧制御のブロック66, 51, 24の記載が省略されているが、実際の駆動装置ではライン圧の制御が同時に行なわれる。

第14図は第13図のブロック線図で示される制御を実行するプログラムのフローチャートである。第10図のステップと同様の処理を行なうステップは添字cを付けた符号により示して説明を省略する。ステップ88において目標出力トル

ク T_e を $T_e = K_4 \cdot PS' / N_{in}$ から算出する。

このように本発明によれば加速ペダルの操作量の関数として要求馬力を定め、要求馬力を最小燃費率で達成する機関出力トルクおよび機関回転速度を目標値とし、機関回転速度が目標値となるようにC V Tの速度比を制御し、機関出力が目標値となるように吸気系スロットル開度を制御する。この結果、機関を要求馬力の全範囲において最小燃費率で運転することができる。

4. 図面の簡単な説明

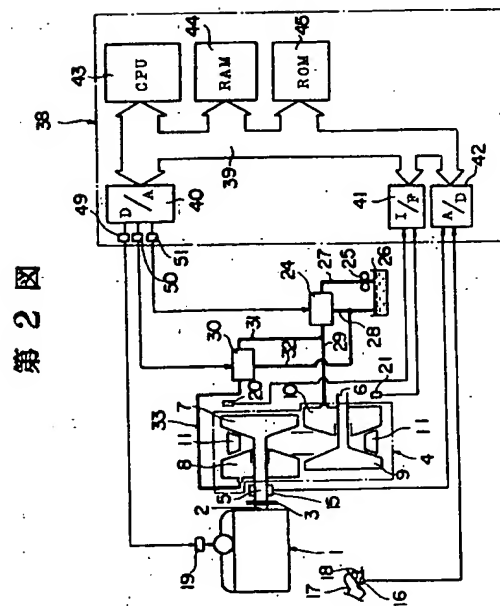
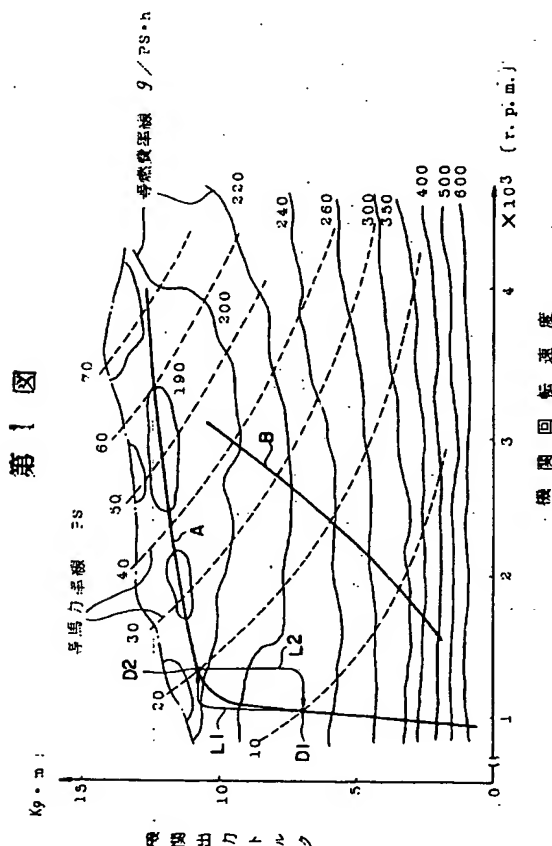
第1図は機関の回転速度-出力トルクの座標系上において等馬力率線および等燃費率線を示す図、第2図は本発明が適用される車両用動力装置の構成図、第3図はスロットルアクチュエータ用増幅器の入出力特性を示す図、第4図はスロットルアクチュエータの入力とスロットル開度との関係を示す図、第5図は流量制御弁用増幅器の入出力特性を示す図、第6図は流量制御弁の入力とC V Tの速度比との関係を示す図、第7図はライン圧発生弁用増幅器の入出力特性

を示す図、第8図はライン圧発生弁の入力とライン圧との関係を示す図、第9図は本発明の実施例のブロック線図、第10図は第9図のブロック線図に従うプログラムのフローチャート、第11図は本発明の別の実施例のブロック線図、第12図は第11図のブロック線図に従うプログラムのフローチャート、第13図は本発明のさらに他の実施例のブロック線図、第14図は第13図のブロック線図に従うプログラムのフローチャートである。

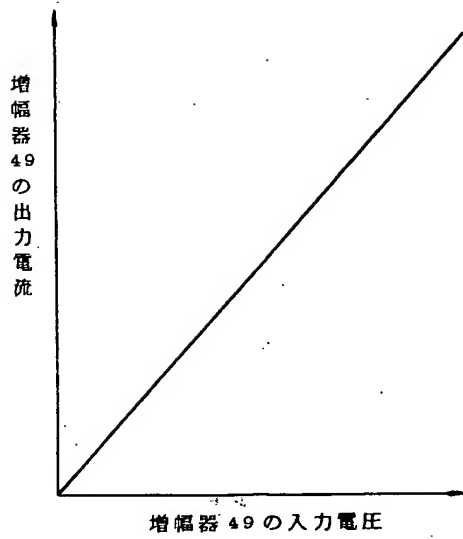
1 … 内燃機関、4 … C V T、15 … トルクセンサ、18 … 加速ペダル、19 … スロットルアクチュエータ、20 … 回転角センサ、30 … 流量制御弁、38 … 電子制御装置。

特許出願人 トヨタ自動車工業株式会社

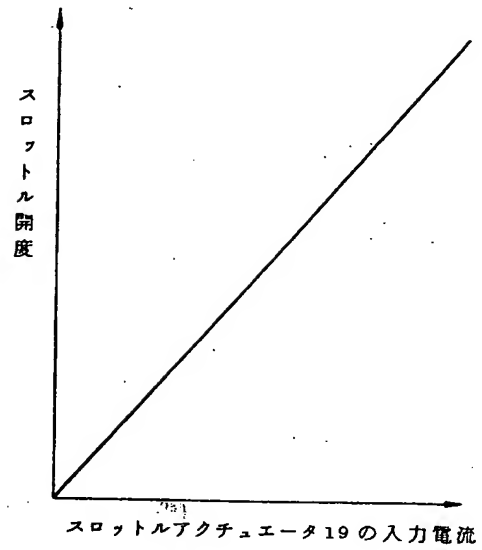
代理人 弁理士 中 平 治



第 3 図

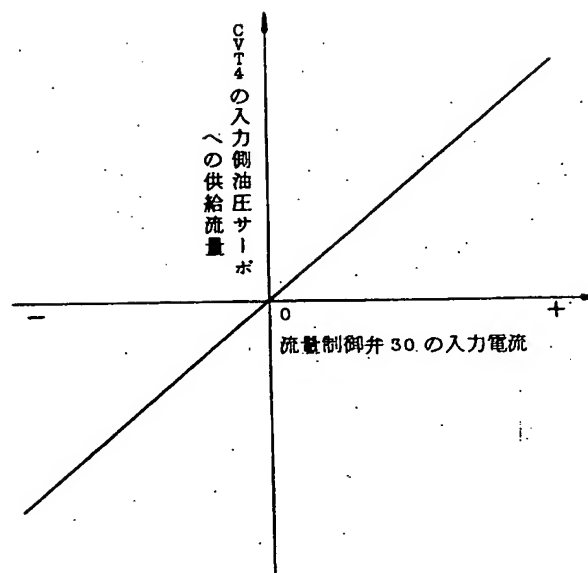
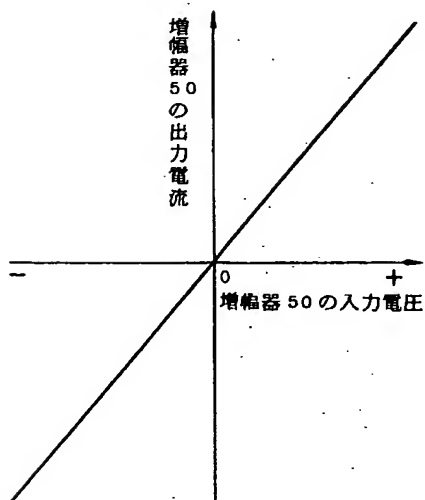


第 4 図

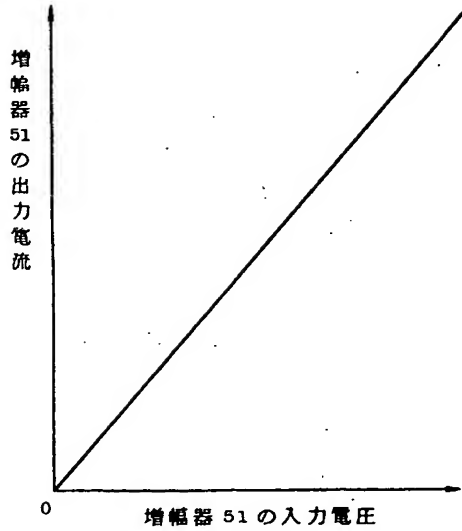


第 6 図

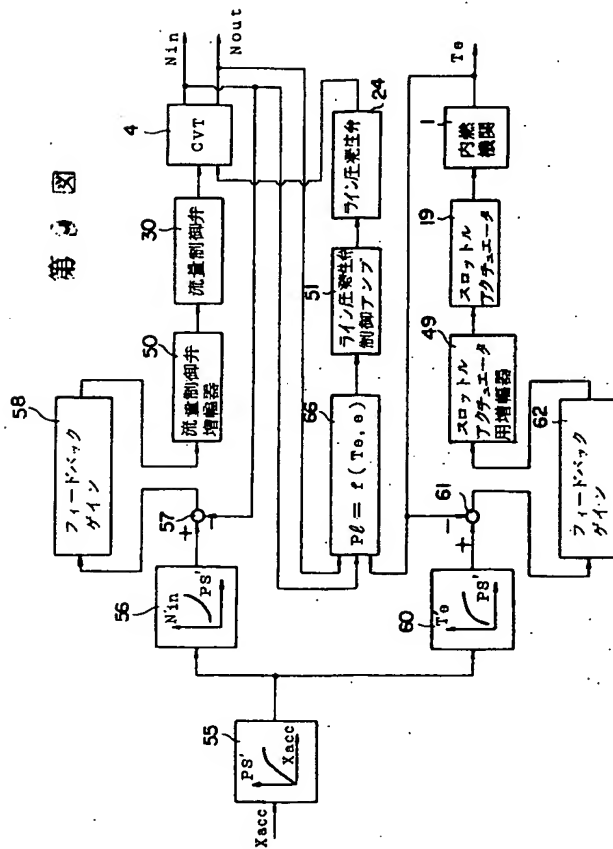
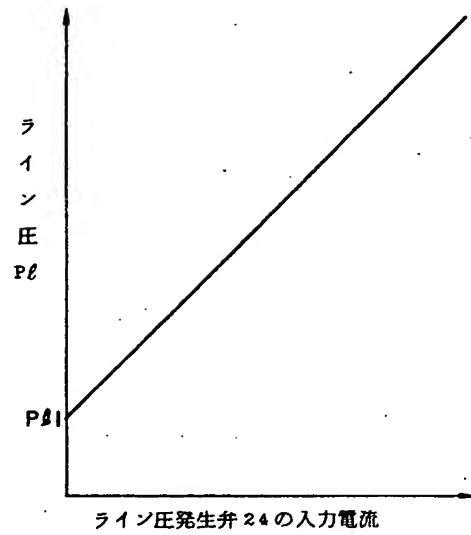
第 5 図



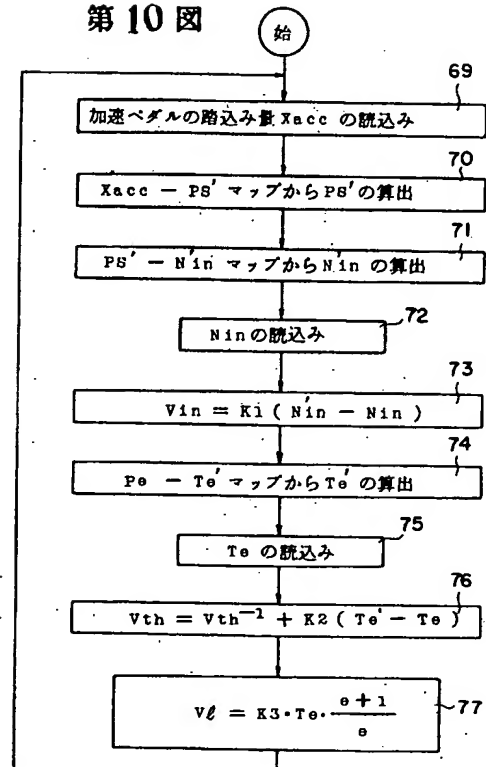
第 7 図



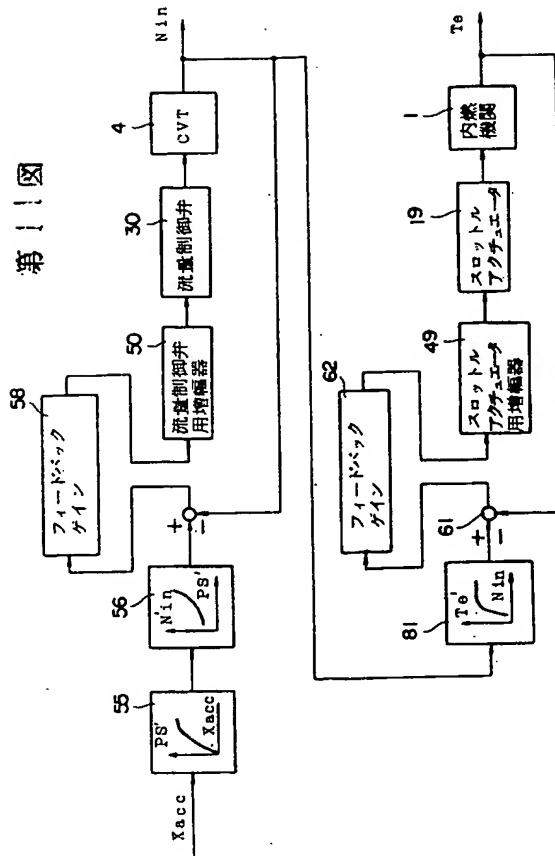
第 8 図



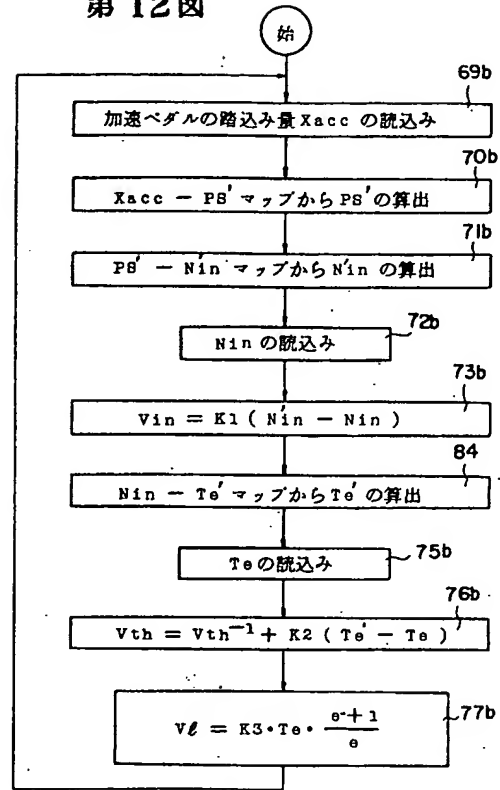
第 10 図



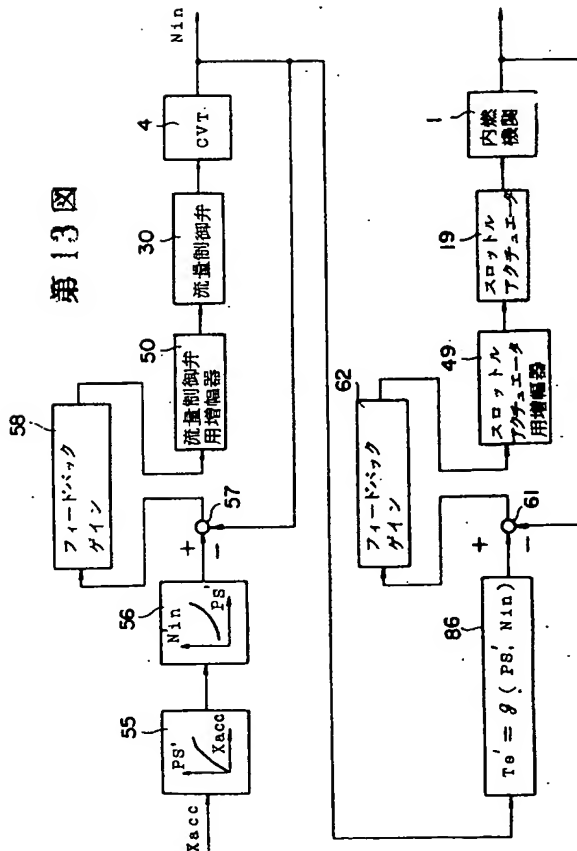
第11図



第12図



第13図



第14図

